

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2003 年 11 月 6 日 (06.11.2003)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 03/091606 A1

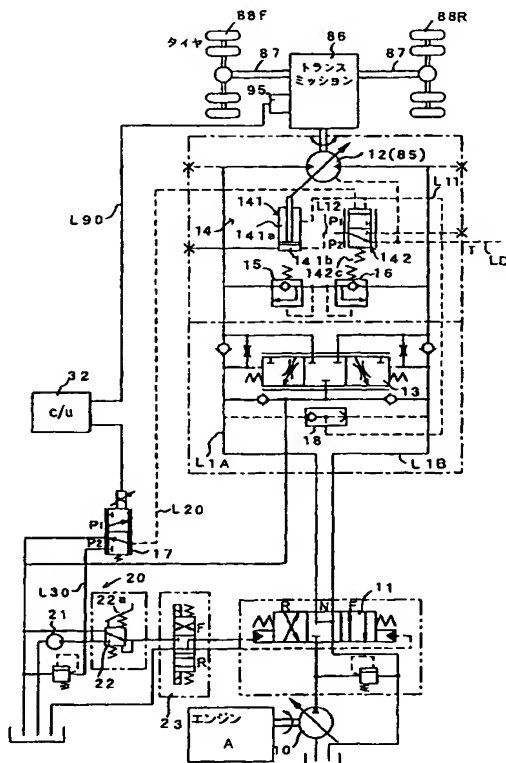
- (51) 国際特許分類: F16H 61/42, 61/40
(21) 国際出願番号: PCT/JP03/04634
(22) 国際出願日: 2003 年 4 月 11 日 (11.04.2003)
(25) 国際出願の言語: 日本語
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ:
特願2002-126313 2002 年 4 月 26 日 (26.04.2002) JP
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒112-0004 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).

- (72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 原本 英毅 (HARAMOTO, Hideki) [JP/JP]; 〒300-0011 茨城県土浦市神立中央2-20-29 紫峰寮 Ibaraki (JP). 佐竹 英敏 (SATAKE, Hidetoshi) [JP/JP]; 〒315-0013 茨城県石岡市府中5-8-15 Ibaraki (JP). 立野 至洋 (TATSUNO, Yukihiko) [JP/JP]; 〒315-0051 茨城県新治郡千代田町新治1828-3 千代田ハウス7-203 Ibaraki (JP). 一村 和弘 (ICHIMURA, Kazuhiro) [JP/JP]; 〒315-0052 茨城県新治郡千代田町下稻吉2394-3 Ibaraki (JP).
(74) 代理人: 永井 冬紀 (NAGAI, Fuyuki); 〒100-0013 東京都千代田区霞が関三丁目2番4号 霞山ビル Tokyo (JP).
(81) 指定国 (国内): CN, JP, KR, US.

[続葉有]

(54) Title: TRAVEL CONTROL DEVICE OF HYDRAULICALLY DRIVEN VEHICLE, HYDRAULICALLY DRIVEN VEHICLE, AND WHEEL HYDRAULIC SHOVEL

(54) 発明の名称: 油圧駆動車両の走行制御装置、油圧駆動車両、およびホイール式油圧ショベル



A...ENGINE
96...TRANSMISSION
88F...TIRE

(57) Abstract: A travel control device of a hydraulically driven vehicle, comprising a hydraulic pump (10) driven by a prime mover, a traveling motor (12) driven by pressure oil supplied from the hydraulic pump (10), a traveling control valve (11) for controlling the flow of the pressure oil supplied from the hydraulic pump (10) to the traveling motor (12), an operating means (22a) for operating the traveling control valve (11), a rotational speed detection means (95) for detecting the rotational speed (N) of the traveling motor (12), and motor over-speed prevention means (14, 17, 32) for decelerating the traveling motor (12) when a rotational speed exceeding a specified upper limit Nmax is detected by a rotational speed detection means (95).

[続葉有]



(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(57) 要約:

本発明は、原動機により駆動される油圧ポンプ10と、この油圧ポンプ10から供給される圧油により駆動される走行モータ12と、油圧ポンプ10から走行モータ12へ供給される圧油の流量を制御する走行用制御弁11と、この走行用制御弁11を操作する操作手段22aと、走行モータ12の回転数Nを検出する回転数検出手段95と、回転数検出手段95により所定の上限回転数 N_{max} 以上の回転数が検出されると、走行モータ12を減速させるモータ過回転防止手段14, 17, 32とを備える。

明細書

油圧駆動車両の走行制御装置、油圧駆動車両、およびホイール式油圧ショベル

技術分野

本発明は、ホイール式油圧ショベルなどの油圧駆動車両の走行制御装置、油圧駆動車両、およびホイール式油圧ショベルに関する。

背景技術

ホイール式油圧ショベルのように、原動機により駆動される油圧ポンプから吐出される圧油の流量と方向を制御弁で制御し、その制御された圧油で走行用可変容量型油圧モータを駆動して走行する油圧駆動車両が知られている。この種の車両では、アクセルペダルを踏み込むことにより制御弁を切り換えるとともに、走行モータの負荷圧力が大きくなると走行モータの押除け容積を大きくしてモータ速度を制御する。このような油圧駆動車両の走行制御装置は、例えば特開平 8-270788 号公報に開示されている。

上記公報記載の装置は次のように構成される。走行用制御弁の操作状態を検出するとともに、高速および低速に切り換え可能な走行用トランスミッションの切り換え位置を検出する。そして、制御弁が中立にあり、かつ、トランスミッションが高速位置にあることが検出されると走行モータの押除け容積を最大押除け容積まで増加させる。これによりアクセルペダルを踏まずに制御弁中立で車両を降坂走行する場合、モータ押除け容積が最大値まで増加し、大きな制動力を得ることができる。

しかしながら、上記公報記載の装置では、ペダルを踏み込んだ状態で降坂走行を行うと走行モータの押除け容積は小さいままであり、十分な制動力を得ることができない。その結果、走行モータが過剰に回転するおそれがある。

発明の開示

本発明は、走行用制御弁の位置に拘わらず走行モータの過回転を防止すること

ができる油圧走行車両の走行制御装置、油圧駆動車両、およびホイール式油圧ショベルを提供するものである。

本発明による油圧走行車両の走行制御装置は、原動機により駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプから供給される圧油により駆動される走行モータと、油圧ポンプから走行モータへ供給される圧油の流量を制御する走行用制御弁と、この走行用制御弁を操作する操作手段と、走行モータの回転数を検出する回転数検出手段と、回転数検出手段により所定の上限回転数以上の回転数が検出されると、走行モータを減速させるモータ過回転防止手段とを備える。

これにより走行モータの回転数が上限回転数以上のとき、走行モータが減速され、走行モータの過回転を防止することができる。

走行モータの回転数が上限回転数より少なくとも低い所定の下限回転数以下に減少すると、モータ過回転防止手段による減速を解除することが好ましい。

走行モータを可変容量形走行モータとし、この走行モータの走行圧力に応じてモータ容量を制御することもできる。

モータ過回転防止手段により走行モータの容量を増加させてもよい。この場合、走行モータの最大容量の40%から70%となるように走行モータの容量を増加させることが好ましい。また、走行モータの容量を漸増させることが好ましい。

走行モータからの圧油のリリーフ圧を変更可能な可変リリーフ弁を備え、モータ過回転防止手段により可変リリーフ弁のリリーフ圧を増加させてもよい。この場合、可変リリーフ弁のリリーフ圧を漸増させることが好ましい。

以上の走行制御装置は油圧駆動車両、とくにホイール式油圧ショベルに搭載するとその利点は大きい。

図面の簡単な説明

図1は、本発明が適用されるホイール式油圧ショベルの外観を示す図。

図2は、本発明の第1の実施の形態に係わる油圧駆動車両の走行用油圧回路図。

図3は、本発明の第1の実施の形態に係わる走行制御装置を構成するコントローラでの処理の一例を示すフローチャート。

図4(a)は図3の処理により電磁比例弁に出力される電圧特性の一例を示す

図、図 4 (b) はそのときのモータ押除け容積の変化を示す図。

図 5 は、第 1 の実施の形態に係わる降坂走行時のモータ回転数とモータ押除け容積、およびブレーキ力の各特性を示す図。

図 6 は、本発明の第 2 の実施の形態に係わる油圧駆動車両の走行用油圧回路図。

図 7 (a) は図 6 の電磁比例弁に出力される電圧特性の一例を示す図、図 7

(b) はそのときのモータ押除け容積の変化を示す図。

図 8 は、第 2 の実施の形態に係わる降坂走行時のモータ回転数とモータ押除け容積、およびブレーキ力の各特性を示す図。

図 9 は、本発明の第 3 の実施の形態に係わる油圧駆動車両の走行用油圧回路図。

図 10 は、本発明の第 3 の実施の形態に係わる走行制御装置を構成するコントローラでの処理の一例を示すフローチャート。

図 11 (a) は図 9 の電磁比例弁に出力される電圧特性の一例を示す図、図 11 (b) はそのときのモータ押除け容積の変化を示す図。

図 12 (a)、(b) はそれぞれ図 11 (a) の電圧特性の変形例を示す図。

図 13 は、本発明の第 4 の実施の形態に係わる走行制御装置を構成するコントローラでの処理の一例を示すフローチャート。

図 14 は、図 13 の処理内容の一部を示すブロック図。

発明を実施するための最良の形態

ー第 1 の実施の形態ー

以下、図 1 ～図 5 を参照して本発明による走行制御装置の第 1 の実施の形態について説明する。

図 1 は、本発明が適用されるホイール式油圧ショベルを示す。このホイール式油圧ショベルは、下部走行体 81 と、下部走行体 81 の上部に旋回可能に搭載された上部旋回体 82 とを有する。上部旋回体 82 には運転室 83 と作業用フロントアタッチメント 84 が設けられている。フロントアタッチメント 84 は上部旋回体 82 の本体に回動可能に連結されたブーム 84a と、ブーム 84a に回動可能に連結されたアーム 84b と、アーム 84b に回動可能に連結されたバケット 84c からなる。ブーム 84a はブームシリンダ 84d により昇降され、アーム

８４ｂはアームシリンダ８４ｅにより昇降され、バケット８４ｃはバケットシリンダ８４ｆによりクラウドとダンプ操作が行われる。下部走行体８１には、走行用油圧モータ８５、トランスミッション８６およびプロペラシャフト８７が設けられ、プロペラシャフト８７により前タイヤ８８Ｆおよび後タイヤ８８Ｒが駆動される。９０はフェンダーカバーである。

本発明の第１の実施の形態に係わる油圧駆動車両の走行用油圧回路を図２に示す。この油圧回路はエンジンにより駆動される油圧ポンプ１０と、後述するパイロット油圧回路２０で操作され、油圧ポンプ１０の吐出油の流量と方向を制御する走行用制御弁１１と、走行用制御弁１１で制御された圧油で駆動される走行用可変容量形油圧モータ１２（図１の８５）と、走行用制御弁１１と油圧モータ１２の間に介装されたカウンタバランス弁１３と、油圧モータ１２の押除け容積を調整するレギュレータ１４と、制御弁１１と油圧モータ１２を接続するメイン管路Ｌ１Ａ、Ｌ１Ｂの最高圧力を規制するクロスオーバーロードリリーフ弁１５、１６とを備える。

レギュレータ１４は、ピストン１４１とサーボ弁１４２とを備えている。ピストン１４１のロッド室１４１ａは、管路Ｌ１１を介してメイン管路Ｌ１ＡとＬ１Ｂの高圧油を選択するシャトル弁１８に接続されている。ピストン１４１のボトム室１４１ｂは、管路Ｌ１２を介してサーボ弁１４２に接続されている。サーボ弁１４２は管路Ｌ１１またはＬ２０からのパイロット圧によって切り換わる。サーボ弁１４２がＰ２位置に切り換わると、ボトム室１４１ｂは管路ＬＤを介して油圧モータ１２のドレン回路に連通し、サーボ弁１４２がＰ１位置に切り換わると、ボトム室１４１ｂは管路Ｌ１１を介してシャトル弁１８に連通する。

本実施の形態の走行制御装置はその特徴的構成として、トランスミッション８６に装着され油圧モータ１２の回転数を検出する回転数センサ９５と、回転数センサ９５の信号を取り出す検出ラインＬ９０と、検出ラインＬ９０からの信号に基づいて後述するような処理を実行するコントローラ３２と、コントローラ３２からの信号によって駆動する電磁比例弁１７とを有している。コントローラ３２は、ＣＰＵ、ＲＡＭ、入出力インターフェースなどからなる。

電磁比例弁１７のソレノイドにコントローラ３２からの出力電圧が印加される

と、電磁比例弁 17 はその出力電圧に応じて P 1 位置側に切り換えられる。これにより管路 L 20 とパイロット油圧ポンプ 21 に接続された管路 L 30 とが連通し、コントローラ 32 からの出力電圧 V に応じた圧力の圧油が管路 L 20 内に導かれる。コントローラ 32 からの出力電圧が停止 ($V = 0$) すると電磁比例弁 17 は P 2 位置に切り換えられる。これにより管路 L 20、L 30 間の連通が阻止される。このとき、管路 L 20 はタンク圧となる。

パイロット油圧回路 20 は、パイロット油圧ポンプ 21 と、アクセルペダル 22 a で操作される走行用パイロット弁 22 と、図示しない前後進切換スイッチの操作により前進位置、後進位置、中立位置に切り換えられる前後進切換弁 23 とを備えている。制御弁 11 はパイロット油圧回路 20 からのパイロット圧力によってその切換方向とストローク量が制御される。

油圧ポンプ 10 から吐出される圧油は、制御弁 11 によりその方向および流量が制御され、カウンタバランス弁 13 を経て油圧モータ 12 に供給される。これにより油圧モータ 12 が回転する。油圧モータ 12 の回転はトランスミッション 86 に伝達されて所定のギヤ比で減速された後、プロペラシャフト 87 を介してタイヤ 88 F、88 R に伝達される。これにより油圧ショベルが走行する。

図 2 は前後進切換弁 23 が中立 (N 位置)、パイロット弁 22 が操作されていない状態を示している。この状態では制御弁 11 にパイロット圧が作用せず、制御弁 11 は中立位置にある。したがって、油圧ポンプ 10 からの圧油は油圧モータ 12 に供給されず、車両は停止している。

図 2 の油圧回路は以下のように動作する。

前後進切換弁 23 を前進 (F 位置) または後進 (R 位置) に切り換え、アクセルペダル 22 a を踏み込み操作すると、パイロット弁 22 から出力されるパイロット圧油が制御弁 11 のパイロットポートに達し、制御弁 11 がパイロット圧に応じたストローク量で F 位置側または R 位置側に切り換わる。これにより油圧モータ 12 が駆動され、車両が走行する。

車両走行開始時には、制御弁 11 とカウンタバランス弁 13 との間の管路 L 1 A または L 1 B に負荷に応じた走行圧力が発生する。この圧力はトルク制御圧力としてシャトル弁 18 から管路 L 11 を介してレギュレータ 14 に導かれる。こ

れによりサーボ弁 142 が P1 位置側に切り換わる。このサーボ弁 142 の切り換えによりピストン 141 のロッド室 141a とボトム室 141b が連通し、その双方にトルク制御圧力が導かれる。その結果、ボトム室 141b の受圧面積はロッド室 141a の受圧面積よりも大きいので、ピストンは伸長し、油圧モータ 12 の押除け容積 q は大きくなる。なお、走行圧力が最大するとき、サーボ弁 142 は P1 位置側に最大に切り換わり、油圧モータ 12 は最大押除け容積 q_{\max} となる。

車両の定速走行により走行圧力が減少すると、レギュレータ 14 に作用するトルク制御圧が低下し、サーボ弁 142 がばね 142c により P2 位置側に切り換わる。この切り換えによりボトム室 141b が管路 LD を介してドレン回路に連通され、ピストンは縮退する。これにより油圧モータ 12 の押除け容積 q は小さくなる。

以上は例えば平地走行時の動作である。平地走行においては、油圧モータ 12 の回転数はその許容値である限界回転数 N_{\lim} 以下に抑えられ、電磁比例弁 17 は後述するように P2 位置に切り換えられる。したがって、管路 L20 内のパイロット圧はタンク圧となり、レギュレータ 14 にはシャトル弁 18 からのトルク制御圧のみが作用し、油圧モータ 12 の押除け容積 q は走行圧力の大きさに応じて最小容積 q_{\min} から最大容積 q_{\max} の範囲で制御される。

一方、降坂走行する場合、重力によって車両が加速されるため、管路 L1A, L1B の走行圧力が減少し、レギュレータ 14 のサーボ弁 142 はばね 142c により P2 位置側に切り換わる。これによりモータ押除け容積 q が小さくなって車両に作用する制動力が減少し、モータ回転数 N は限界回転数 N_{\lim} を超えるおそれがある。これを防止するため、本実施の形態ではコントローラ 32 内で以下のような処理を実行し、モータ容量制御を行う。

図 3 は、第 1 の実施の形態に係わるコントローラ 32 内で実行される処理の一例を示すフローチャートである。まず、ステップ S1 で、モータ容量制御中か否かをフラグによって判定する。フラグ = 0 のとき、モータ容量制御中ではないと判定されてステップ S2 に進み、回転数センサ 95 により検出されたモータ回転数 N が予め設定された最高回転数 N_{\max} 以上か否かを判定する。ここで、最高回転

数 N_{\max} は、車両が最高速度で平地走行する際のモータ回転数 N_{std} 以上かつモータ自身の限界回転数 N_{lim} 未満、例えば $N_{\max} = N_{\text{std}}$ に設定される。ステップ S 2 で $N \geq N_{\max}$ と判定されるとステップ S 3 に進み、 $N < N_{\max}$ と判定されるとステップ S 7 に進む。ステップ S 3 ではフラグ = 1 をセットしてモータ容量制御を開始する。

次いで、ステップ S 4 に進み、電磁比例弁 17 への出力電圧 V が最大出力電圧 V_{\max} か否かを判定する。ステップ S 4 が否定されるとステップ S 5 に進み、ステップ S 4 が肯定されるとステップ S 5 をパスして始めに戻る。ステップ S 5 では電磁比例弁 17 への出力電圧 V を微少量 ΔV だけ増加させる。ここで、 ΔV は時間の関数であり、時間の増加に伴い徐々に小さくなるように設定されている。これにより図 4 (a) に示すように出力電圧 V は最大出力電圧 V_{\max} まで徐々に増加するとともに、その増加率は徐々に小さくなる。

一方、ステップ S 1 でフラグ = 1、すなわちモータ容量制御中と判定されるとステップ S 6 に進み、回転数センサ 95 により検出されたモータ回転数 N が予め設定された最小回転数 N_{\min} 以下か否かを判定する。ここで、最小回転数 N_{\min} は、車両が最高速度で平地走行する際のモータ回転数 N_{std} 以下かつ最高回転数 N_{\max} 未満（例えば $N_{\min} = 0.9 \times N_{\max}$ ）に設定される。ステップ S 6 で $N \leq N_{\min}$ と判定されるとステップ S 7 に進み、 $N > N_{\min}$ と判定されるとステップ S 4 に進む。ステップ S 7 では電磁比例弁 17 への出力電圧 V を 0 とし、次いでステップ S 8 でフラグ = 0 をセットしてモータ容量制御を中止する。

以上のように構成された第 1 の実施の形態に係わる走行制御装置の動作をより具体的に説明する。

一般的な平地走行ではモータ回転数 N は最高回転数 N_{\max} 以下である。したがって、前述した処理（ステップ S 7）により電磁比例弁 17 は P 2 位置に切り換わり、油圧モータ 12 の押除け容積 q は走行圧力のみによって制御される。すなわち、この場合には本発明によるモータ過回転抑制のためのモータ容量制御は行われない。

降坂走行時は走行圧が低く、モータ押除け容積 q は例えば最小容積 q_{\min} となってモータ回転数 N が上昇する。そして、モータ回転数 N が最大回転数 N_{\max} に達す

ると、過回転抑制のためのモータ容量制御が開始され、前述した処理（ステップ S 5）によって電磁比例弁 17 への出力電圧 V は最小容積 q_{\min} から徐々に増加する。これによって、管路 L 20 内の圧力（トルク制御圧）が増加してサーボ弁 142 が P 1 位置に切り換えられ、図 4（b）に示すようにモータ押除け容積 q が徐々に増加する。

出力電圧 V が最大出力電圧 V_{\max} に達すると管路 L 20 内の圧力は最大となって、押除け容積 q は所定値 q_a まで上昇する。これにより油圧モータ 12 の油圧ブレーキ力が増加し、油圧モータ 12 の過回転が防止される。この場合、所定値 q_a は管路 L 20 内の最大圧力によって決定されるが、所定値 q_a が最大容積 q_{\max} よりも小さな値、好ましくは最大容積 q_{\max} の 40～70% となるように、管路 L 20 内の最大圧力が調整される。したがって、モータ押除け容積 q を最大容積 q_{\max} まで上昇させる場合に比べて押除け容積 q の変化量が小さく、また、押除け容積 q は徐々に増加するため、減速度の急激な変化が抑えられ、乗り心地が改善する。

モータ容量制御によりモータ回転数 N が最小回転数 N_{\min} 以下になると、前述した処理（ステップ S 7）によって電磁比例弁 17 への出力電圧 V を 0 とする。これにより管路 L 20 内がタンク圧となり、管路 L 20 内の圧油によるモータ押除け容積 q の増加を解除し、モータ容量制御を中止する。以降、油圧モータ 12 の押除け容積 q は走行圧力に応じて制御される。その結果、油圧モータ 12 の油圧ブレーキ力を低減させ、適切な速度で車両を走行させることができる。その後、モータ回転数 N が最大回転数 N_{\max} になると同様な動作を繰り返す。

図 5 は、降坂走行時のモータ回転数 N とモータ押除け容積 q 、および油圧モータ 12 の油圧ブレーキ力を示す図である。なお、図中、実線はモータ容量制御を行う場合の特性を、点線はモータ容量制御を行わない場合の特性をそれぞれ示す。本実施の形態では、時間 t_1 でモータ回転数 N が最大回転数 N_{\max} に達するとモータ容量制御が開始され、図示実線のようにモータ押除け容積 q が所定値 q_a まで増加する。これによりモータ回転数 N が減少するとともに、ブレーキ力が増加し、車両が減速する。時間 t_2 でモータ回転数 N が最小回転数 N_{\min} まで減少するとモータ容量制御が中止され、モータ押除け容積 q が減少する。これによりモータ回転数 N が増加し、車両に急ブレーキが作用することを防止できる。

これに対してモータ容量制御が行われない場合には、図示点線に示すようにモータ回転数 N が最大回転数 N_{\max} に達してもモータ押除け容積 q は小さいままである。その結果、必要な制動力が得られず走行速度が増加するだけでなく、モータ回転数 N が最大回転数 N_{\max} を超えて上昇するおそれがある。

このように第1の実施の形態によると、油圧モータ12の回転数 N が最大回転数 N_{\max} 以上のときにモータ押除け容積 q を大きくするようなモータ容量制御を行うようにしたので、油圧モータ12に作用するブレーキ力が増加し、制御弁11の位置に拘わらずモータ12の過回転を防止することができる。モータ回転数 N が最小回転数 N_{\min} 以下まで減少すると過回転防止のモータ容量制御を中止するようにしたので、車両の必要以上の減速を防止することができる。モータ容量制御によりモータ押除け容積 q を、最小容積 q_{\min} から最大容積 q_{\max} よりも小さな所定値 q_a まで漸増させるようにしたので、押除け容積 q の変化に伴うショックを小さくすることができる。また、モータ容量制御によってモータ押除け容積 q を増加させ、油圧ブレーキを作動させるので、ブレーキ装置を新規に追加する必要がなく、低コストを実現できる。

－第2の実施の形態－

図6～図8を参照して本発明による走行制御装置の第2の実施の形態について説明する。

第1の実施の形態では、油圧モータ12の容量制御により油圧ブレーキ力を増加させ、モータ過回転を防止するようにしたが、第2の実施の形態では、リリーフ弁15、16のリリーフ圧を制御してモータ過回転を防止する。

図6は、第2の実施の形態に係わる油圧駆動車両の走行用油圧回路図である。なお、図2と同一の箇所には同一の符号を付し、以下ではその相違点を主に説明する。

図6に示すように、リリーフ弁15、16は可変リリーフ弁であり、そのリリーフ圧 P_{15} 、 P_{16} はそれぞれ油室15a、16aに作用する油圧力に応じて変化する。各油室15a、16aは管路L20を介して電磁切換弁17に接続され、電磁切換弁17の切換により油室15a、16a内の圧力、すなわちリリーフ圧 P_{15} 、 P_{16} が制御される。この場合、コントローラ32からの出力電圧 V により

電磁切換弁 17 が P 1 位置側に切り換えられると、その切り換えに応じてリリーフ圧 P 15, P 16 が増加し、P 2 位置に切り換えられるとリリーフ圧 P 15, P 16 は最小リリーフ圧 P min となる。ここで、リリーフ圧 P 15, P 16 はモータ 12 の油圧ブレーキ力を規定するものであり、リリーフ圧 P 15, P 16 が小さいと油圧ブレーキ力も小さくなる。なお、最小リリーフ圧 P min は、少なくとも油圧ポンプ 10 の下流に設けたリリーフ弁 19 のリリーフ圧よりも大きな値に設定されている。

コントローラ 32 における処理は、基本的には図 3 に示したものと同様である。すなわち、モータ回転数 N が最高回転数 N max 以上になると、コントローラ 32 の出力電圧 V は図 7 (a) に示すように最大出力電圧 V max まで徐々に増加する（ステップ S 4, ステップ S 5）。これにより図 7 (b) に示すようにリリーフ圧 P 15, P 16 は最小リリーフ圧 P min から所定値 P a まで徐々に増加する。ここで、所定値 P a は、油圧部品の耐圧性等を考慮し、例えば最小リリーフ圧 P min よりも 10 % ~ 30 % 程度大きな値に設定される。

降板走行時における動作特性の一例を図 8 に示す。図中、実線はリリーフ圧制御を行う場合の特性を、点線はリリーフ圧制御を行わない場合の特性をそれぞれ示す。モータ回転数 N が最大回転数 N max 未満のときは電磁切換弁 17 は P 2 位置に切り換えられ、リリーフ弁 15, 16 のリリーフ圧 P 15, P 16 は最小リリーフ圧 P min となる。

時間 t 1 でモータ回転数 N が最大回転数 N max に達すると電磁切換弁 17 は P 1 位置側に切り換えられ、図示実線のようにリリーフ圧 P 15, P 16 が増加する。降板走行時には車両は重力により加速され、モータ 12 のポンプ作用により吐出側管路 L 1 A または L 1 B の圧力が増加する。このとき管路 L 1 A, L 1 B 内の圧力はリリーフ弁 15, 16 により制限され、リリーフ圧 P 15, P 16 が高いほどモータ 12 の吐出側圧力、すなわちモータ 12 の回転に対する抵抗が大きくなる。その結果、図示実線のように油圧ブレーキ力が増加し、車両が減速する。時間 t 2 でモータ回転数 N が最小回転数 N min まで減少すると、リリーフ圧 P 15, P 16 が最小リリーフ圧 P min まで低下し、それに伴い油圧ブレーキ力が減少する。これにより低速時に過大なブレーキが作用して車両が急停止することを防止することができる。

このように第2の実施の形態では、油圧モータ12の回転数 N が最大回転数 N_{\max} 以上のときにリリーフ弁15, 16のリリーフ圧 P_{15} , P_{16} を大きくするようにしたので、モータ12に作用する油圧ブレーキ力が増加し、モータ12の過回転を防止することができる。なお、第2の実施の形態では、油圧モータ12の容量制御を行わないので、油圧モータ12を必ずしも可変容量形とする必要はなく、固定容量形としてもよい。

－第3の実施の形態－

図9～図12を参照して本発明による走行制御装置の第3の実施の形態について説明する。

図1に示したホイール式油圧ショベルは、作業内容に応じてフロントアタッチメント84が変更可能である。フロントアタッチメント84を変更すると車両重量が変化するため、降板走行時の車両の慣性力も変化し、モータ過回転に与える影響が異なる。この点を考慮したのが第3の実施の形態である。

すなわち、第1の実施の形態では、モータ容量制御によりモータ押除け容積 q を最小容積 q_{\min} から所定値 q_a まで所定量だけ増加するようにしたが、第3の実施の形態では、フロントアタッチメント84に応じてモータ押除け容積 q の増加量を変更する。

図9は、第3の実施の形態に係わる走行用油圧回路図である。なお、図2と同一の箇所には同一の符号を付し、以下ではその相違点を主に説明する。図9に示すように、コントローラ32にはアタッチメント選択用のダイヤル33が接続されている。ダイヤル33はフロントアタッチメント84の種類（例えば破砕機やバケット等）に応じて切換操作される。ここでは説明の便宜上、装着されるフロントアタッチメント84の重量に応じて小、中、大の3段階に切換操作されるものとする。このダイヤル33と回転数センサ95からの信号に基づき、コントローラ32は以下のような処理を実行する。

図10は、第3の実施の形態に係わるコントローラ32内で実行される処理の一例を示すフローチャートである。なお、図3と同一の箇所には同一の符号を付し、以下ではその相違点を主に説明する。ステップS2でモータ回転数 N を最大回転数 N_{\max} 以上と判定し、ステップS3でフラグ＝1をセットするとステップS

10に進み、ダイヤル33の切換位置を判定する。ダイヤル位置が小、すなわちアタッチメント重量が軽いと判定されるとステップS11に進み、ダイヤル位置が中、すなわちアタッチメント重量が中ぐらいと判定されるとステップS12に進み、ダイヤル位置が大、すなわちアタッチメント重量が重いと判定されるとステップS13に進む。

ステップS11～ステップS13では、それぞれ電磁比例弁17への出力電圧Vが所定の出力電圧 V_{1max} ～ V_{3max} か否かを判定する。なお、 $V_{1max} < V_{2max} < V_{3max}$ に設定されている。ステップS11～ステップS13が肯定されると始めに戻る。ステップS11が否定されるとステップS14に進み、電磁比例弁17への出力電圧Vを微少量 $\Delta V1$ だけ増加させる。ステップS12が否定されるとステップS15に進み、出力電圧Vを微少量 $\Delta V2$ だけ増加させる。ステップS16が否定されるとステップS16に進み、出力電圧Vを微少量 $\Delta V3$ だけ増加させる。ここで、 $\Delta V1 \sim \Delta V3$ はそれぞれ時間の関数であり、時間の増加に伴い徐々に小さくなるように設定されるとともに、 $\Delta V1 < \Delta V2 < \Delta V3$ に設定されている。これにより、図11(a)に示すように出力電圧Vが徐々に増加し、モータ容量制御開始から所定時間 Δt 後に出力電圧Vはそれぞれ所定値 V_{1max} , V_{2max} , V_{3max} となる。その結果、図11(b)に示すようにモータ押除け容積qが徐々に増加し、モータ容量制御開始から所定時間 Δt 後にモータ押除け容積qはそれぞれ所定値 q_{a1} , q_{a2} , q_{a3} となる。

第3の実施の形態の動作をより具体的に説明する。

第3の実施の形態では、まず、車両に装着されたフロントアタッチメント84の種類に応じて作業員がダイヤル33を切換操作する。例えば軽いフロントアタッチメント84を装着した場合はダイヤル位置を小に切り換え、重いフロントアタッチメント84を装着した場合はダイヤル位置を大に切り換える。ダイヤル位置が小または大に切り換えられているとき、車両の降板走行によりモータ回転数Nが最大回転数 N_{max} 以上になると、前述した処理（ステップS11, ステップS14またはステップS13, ステップS16）によってモータ押除け容積qが徐々に増加し、所定時間 Δt 後に所定値 V_{1max} または V_{3max} となる。これにより油圧モータ12に作用するブレーキ力が増加し、モータ過回転が防止される。

この場合、車両重量が重いほど押除け容積 q の増加量を大きくするので（ $q_{a3} > q_{a1}$ ）、慣性力に応じた適切なブレーキ力を付加することができる。すなわち慣性力が小さいときはブレーキ力が小さくなり、ブレーキが効きすぎて乗り心地が悪化することを防止することができる。また、慣性力が大きいときはブレーキ力が大きくなり、油圧モータ12の過回転を確実に防止することができる。

このように第3の実施の形態では、車両に装着されるフロントアタッチメント84の種類に応じてモータ押除け容積 q の増加量を変更するようにしたので、慣性力が大きいほどブレーキ力が増加し、ブレーキを効かせすぎることなくモータ12の過回転を確実に防止することができる。また、フロントアタッチメント84の重量が重いほどモータ押除け容積 q の増加率を大きくしたので、モータ容量制御開始から所定時間 Δt 後にモータ押除け容積 q の増加が停止する。

なお、コントローラ32の出力電圧 V の特性は図11(a)に示したものに限らない。例えば、所定時間 Δt 後に出力電圧 V を所定値 V_{1max} , V_{2max} , V_{3max} とするのではなく、図12(a)に示すようにフロントアタッチメント84の重量が重いほど出力電圧 V が早期に所定値 V_{1max} , V_{2max} , V_{3max} となるように、すなわち $\Delta t_1 > \Delta t_2 > \Delta t_3$ としてもよい。また、図12(b)に示すように出力電圧 V の増加率のみ変更し、出力電圧 V を所定値 V_{max} まで増加するようにしてもよい。さらに増加率を一定とした状態で（ $\Delta V_1 = \Delta V_2 = \Delta V_3$ ）、出力電圧 V を所定値 V_{1max} , V_{2max} , V_{3max} まで増加させてもよい。出力電圧 V の増加パターンは上述したものに限らず、例えばステップ状に出力電圧 V を増加させてもよい。ステップS2のモータ容量制御開始時のモータ回転数 N_{max} 、およびステップS6のモータ容量制御終了時のモータ回転数 N_{min} を車両の慣性力に応じて変更するようにしてもよい。

フロントアタッチメント84の種類に応じて出力電圧 V の特性を変更するようにしたが、車両の慣性力に影響を及ぼす他の部品（例えばアウトリガやブレード）の装着状態に基づいて出力電圧 V の特性を変更するようにしてもよい。また、車両の傾斜状態に基づいて特性を変更してもよい。この場合、例えば車両に傾斜センサを設けて車両の傾斜角を検出し、下り傾斜が急なほど出力電圧 V が大きくなるような特性をコントローラ32が選択するようにすればよい。ナビゲーション

ン装置による道路情報等により道路の下り勾配を求め、この下り勾配に基づいて降板走行時の出力電圧 V の特性を変更するようにしてもよい。

－第４の実施の形態－

図１３，図１４を参照して本発明による走行制御装置の第４の実施の形態について説明する。

第４の実施の形態では、モータ過回転時にモータ回転数 N が目標回転数 N_a となるようにモータ回転数 N をフィードバック制御する。なお、走行制御装置の油圧回路は図１と同様であり、以下では第１の実施の形態との相違点を主に説明する。

図１３は、第４の実施の形態に係わるコントローラ３２内で実行される処理の一例を示すフローチャートである。なお、図３と同一の箇所には同一の符号を付し、以下ではその相違点を主に説明する。ステップＳ２でモータ回転数 N を最大回転数 N_{max} 以上と判定し、ステップＳ３でフラグ＝１をセットするとステップＳ２１に進む。ステップＳ２１では、後述するようにモータ回転数 N と目標回転数 N_{max} の偏差 ΔN に応じた目標押除け容積 q_A を演算する。次いで、ステップＳ２２でこの目標押除け容積 q_A に応じた出力電圧 V を電磁比例弁１７に出力する。これによりモータ押除け容積 q が目標押除け容積 q_A となり、モータ回転数 N が目標回転数 N_a に制御される。

図１４は、ステップＳ２１の処理内容を示すブロック図である。減算器５１では、回転数センサ９５により検出されたモータ回転数 N から予め設定されたモータ１２の目標回転数 N_a を減算し、モータ回転数差 ΔN を求める。なお、目標回転数 N_a は例えば最大回転数 N_{max} に設定される。関数発生器５２には、図示のようにモータ回転数差 ΔN に比例してモータ押除け容積 q が大きくなるような特性が予め記憶され、この特性により目標押除け容積 q_A を演算する。なお、モータ回転数差 ΔN が０以下のとき、関数発生器５２はモータ押除け容積 $q = q_{min}$ を出力する。

このように第４の実施の形態では、モータ回転数 N と目標回転数 N_a との偏差 ΔN に応じてモータ押除け容積 q を制御し、モータ回転数 N をフィードバック制御するようにしたので、モータ回転数 N を精度よく目標回転数 N_a に制御することができる。また、関数発生器５２では、モータ回転数差 ΔN が大きいほどモー

タ押除け容積 q を大きくするようにしたので、モータ回転数 N を速やかに目標回転数 N_a に近付けることができる。

なお、本発明は、走行モータ12の過回転時にブレーキを作動させることを特徴とするものであり、上記実施の形態に限らず、種々の形態で実現することができる。上記実施の形態では、モータ押除け容積 q の増加あるいはリリース弁15、16のリリース圧 P_{15} 、 P_{16} の増加により油圧ブレーキ力を増加させるようにしたが、これ以外にモータ過回転防止手段を構成してもよい。例えばサービスブレーキを作動させる、あるいはトランスミッション86を強制的にローギアに切り換える等によりブレーキ力を増加させてもよい。変速段が3速以上あるときは、高速ギアから中速ギア、中速ギアから低速ギアへシフトさせてもよい。

アクセルペダル22aにより走行用制御弁11を操作するようにしたが、ペダル部材以外により操作手段を構成してもよい。回転数検出手段として回転数センサ95によりモータ回転数 N を直接検出するようにしたが、モータ回転数 N と相関関係を有する物理量からモータ回転数 N を検出するようにしてもよい。例えば、トランスミッション86のギヤ比と車速からモータ回転数 N を間接的に検出するようにしてもよい。レギュレータ14によりモータ押除け容積を制御するようにしたが、モータ容量制御以外にブレーキ力を増加させる場合、レギュレータ14等のモータ容量制御手段は必ずしも必要ではない。

モータ押除け容積 q を増加させる場合（図5の時間 t_1 ）だけでなく、モータ押除け容積 q を減少させる場合（図5の時間 t_2 ）にも押除け容積 q を徐々に変化させるようにしてもよい。管路L20に絞り进行を設け、この絞りによって管路L20内の圧力を漸増させるようにしてもよい。これにより電磁比例弁17をオンオフ的に切り換えるようにしてもよい。

産業上の利用の可能性

以上では、ホイール式油圧ショベルを例に挙げて説明したが、ホイールローダ、トラッククレーン等、油圧モータ12で走行駆動する他の作業車両にも本発明を適用することができる。また、駆動圧による容量制御を行う油圧モータを使用していれば、油圧ポンプと油圧モータを閉回路接続したいわゆるHST（Hydro St

atic Transmission) 油圧回路によっても本発明は実現可能である。

本出願は日本国特許出願 2 0 0 2 - 1 2 6 3 1 3 号を基礎とし、その内容は引用文としてここに含まれる。

請求の範囲

1. 原動機により駆動される油圧ポンプと、
この油圧ポンプから供給される圧油により駆動される走行モータと、
前記油圧ポンプから前記走行モータへ供給される圧油の流量を制御する走行用制御弁と、
この走行用制御弁を操作する操作手段と、
前記走行モータの回転数を検出する回転数検出手段と、
前記回転数検出手段により所定の上限回転数以上の回転数が検出されると、前記走行モータを減速させるモータ過回転防止手段とを備えることを特徴とする油圧駆動車両の走行制御装置。
2. 請求項 1 に記載の油圧駆動車両の走行制御装置において、
前記モータ過回転防止手段により走行モータが減速制御されているとき、前記走行モータの回転数が前記上限回転数より少なくとも低い所定の下限回転数以下に減少すると、前記モータ過回転防止手段による減速を解除する。
3. 請求項 1 または 2 に記載の油圧駆動車両の走行制御装置において、
前記走行モータは可変容量形走行モータであり、
この走行モータの走行圧力に応じてモータ容量を制御するモータ容量制御手段を備える。
4. 請求項 3 に記載の油圧駆動車両の走行制御装置において、
前記回転数検出手段により前記上限回転数以上の回転数が検出されると、前記モータ過回転防止手段は、前記走行モータの容量を増加させる。
5. 請求項 4 に記載の油圧駆動車両の走行制御装置において、
前記モータ過回転防止手段は、前記走行モータの容量が前記走行モータの最大容量の 40 % から 70 % となるように前記走行モータの容量を増加させる。

6. 請求項 4 または 5 に記載の油圧駆動車両の走行制御装置において、
前記回転数検出手段により前記上限回転数以上の回転数が検出されると、前記
モータ過回転防止手段は、前記走行モータの容量を漸増させる。
7. 請求項 1 または 2 に記載の油圧駆動車両の走行制御装置において、
前記走行モータからの圧油のリリーフ圧を変更可能な可変リリーフ弁を備え、
前記回転数検出手段により前記上限回転数以上の回転数が検出されると、前記
モータ過回転防止手段は、前記可変リリーフ弁のリリーフ圧を増加させる。
8. 請求項 7 に記載の油圧駆動車両の走行制御装置において、
前記回転数検出手段により前記上限回転数以上の回転数が検出されると、前記
モータ過回転防止手段は、前記可変リリーフ弁のリリーフ圧を漸増させる。
9. 請求項 1 ～ 8 のいずれか 1 項記載の走行制御装置を有する油圧駆動車両。
10. 請求項 1 ～ 8 のいずれか 1 項記載の走行制御装置を有するホイール式油
圧ショベル。

FIG. 1

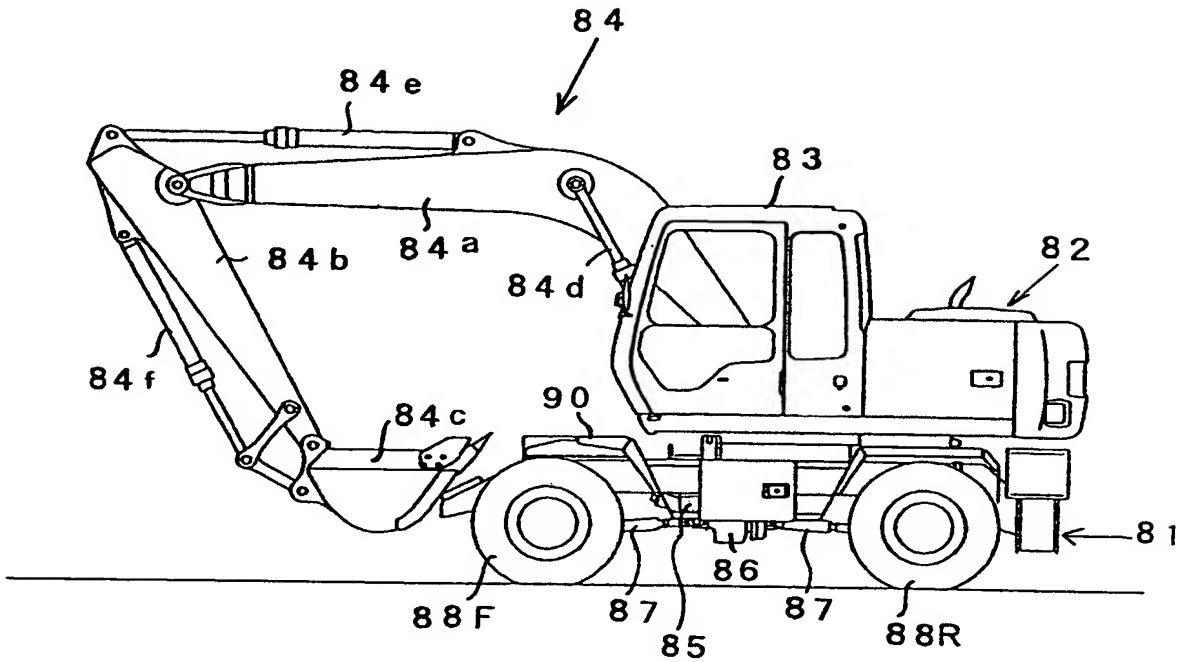


FIG. 2

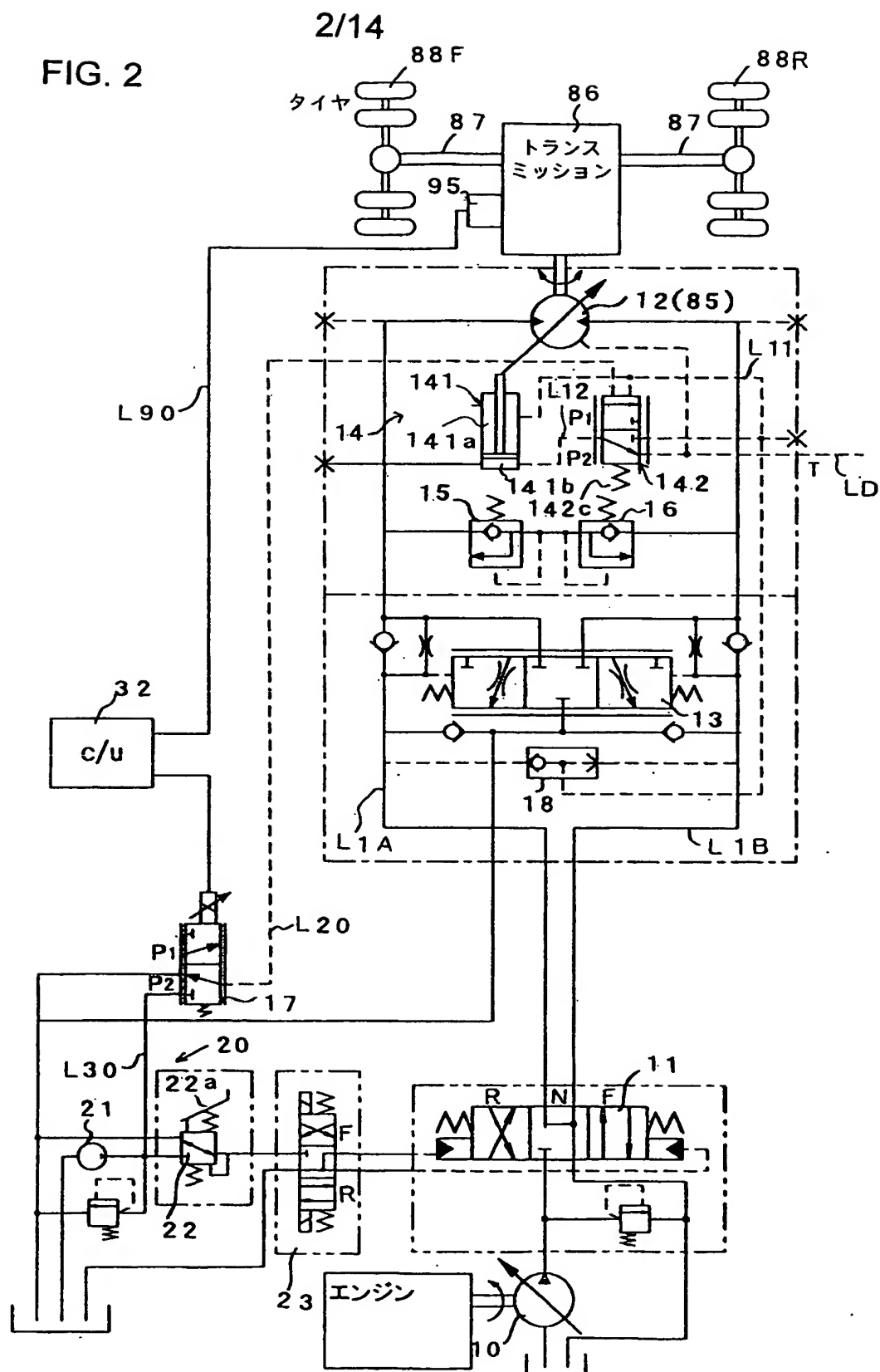


FIG. 3

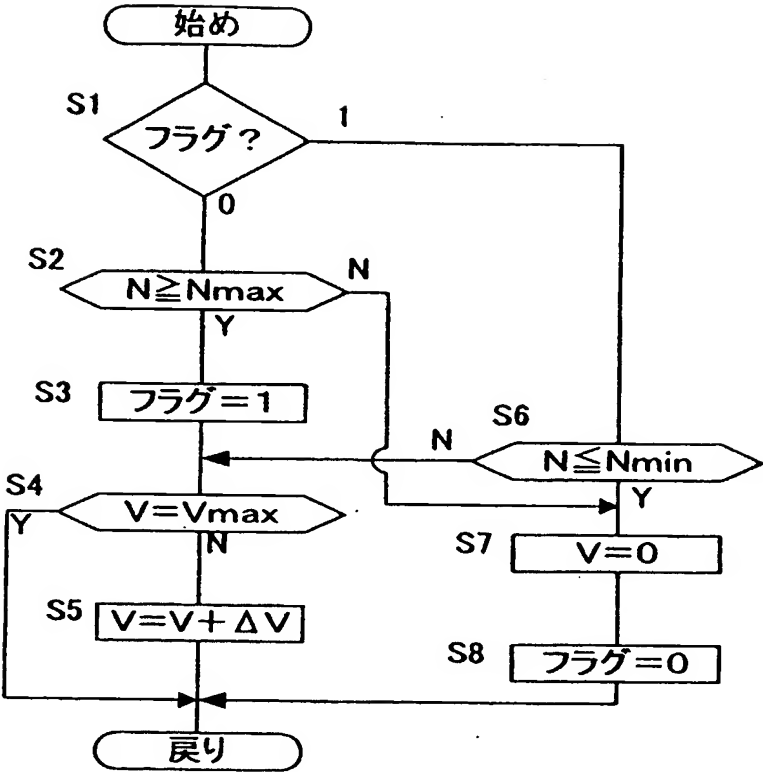


FIG. 4

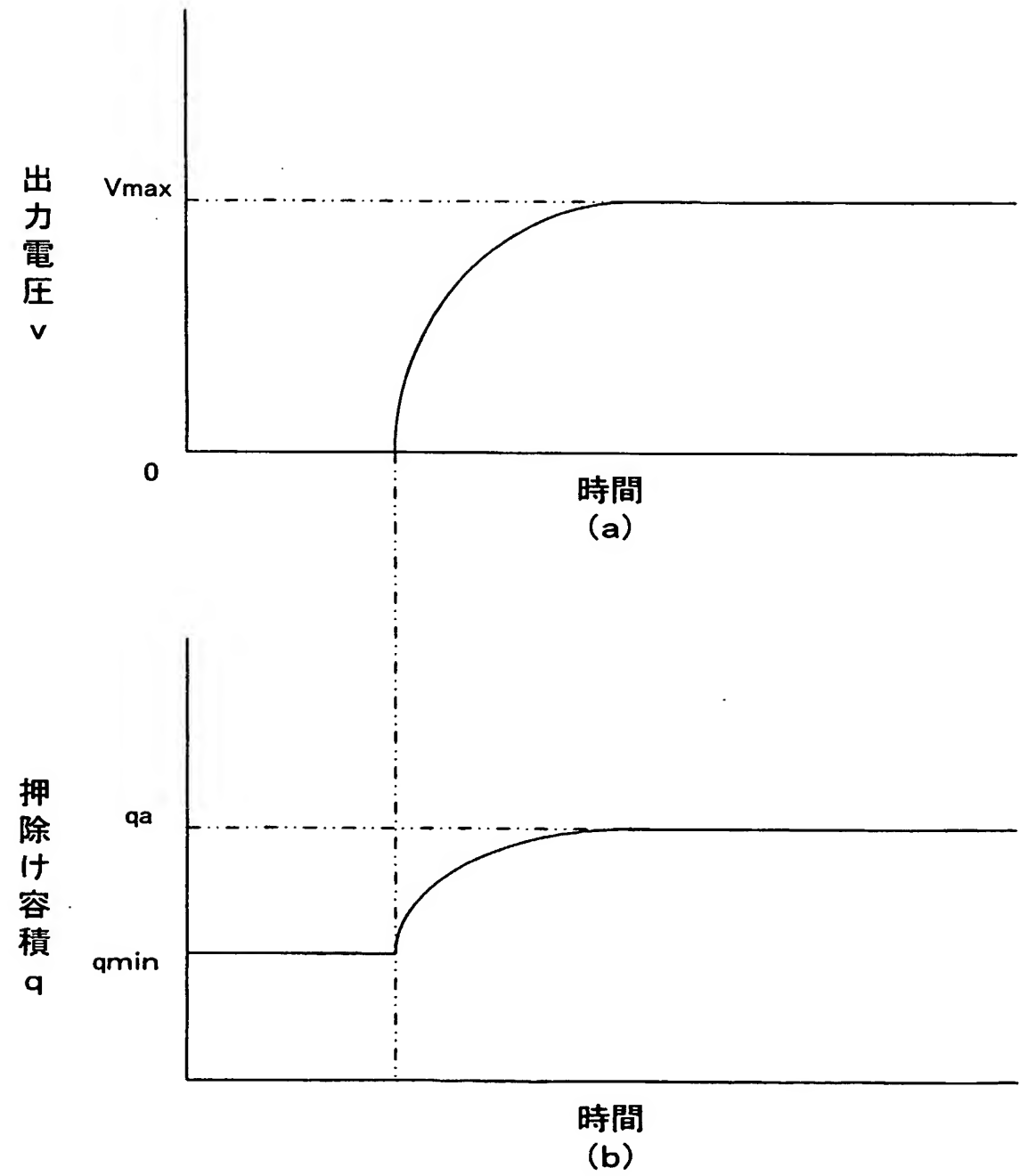
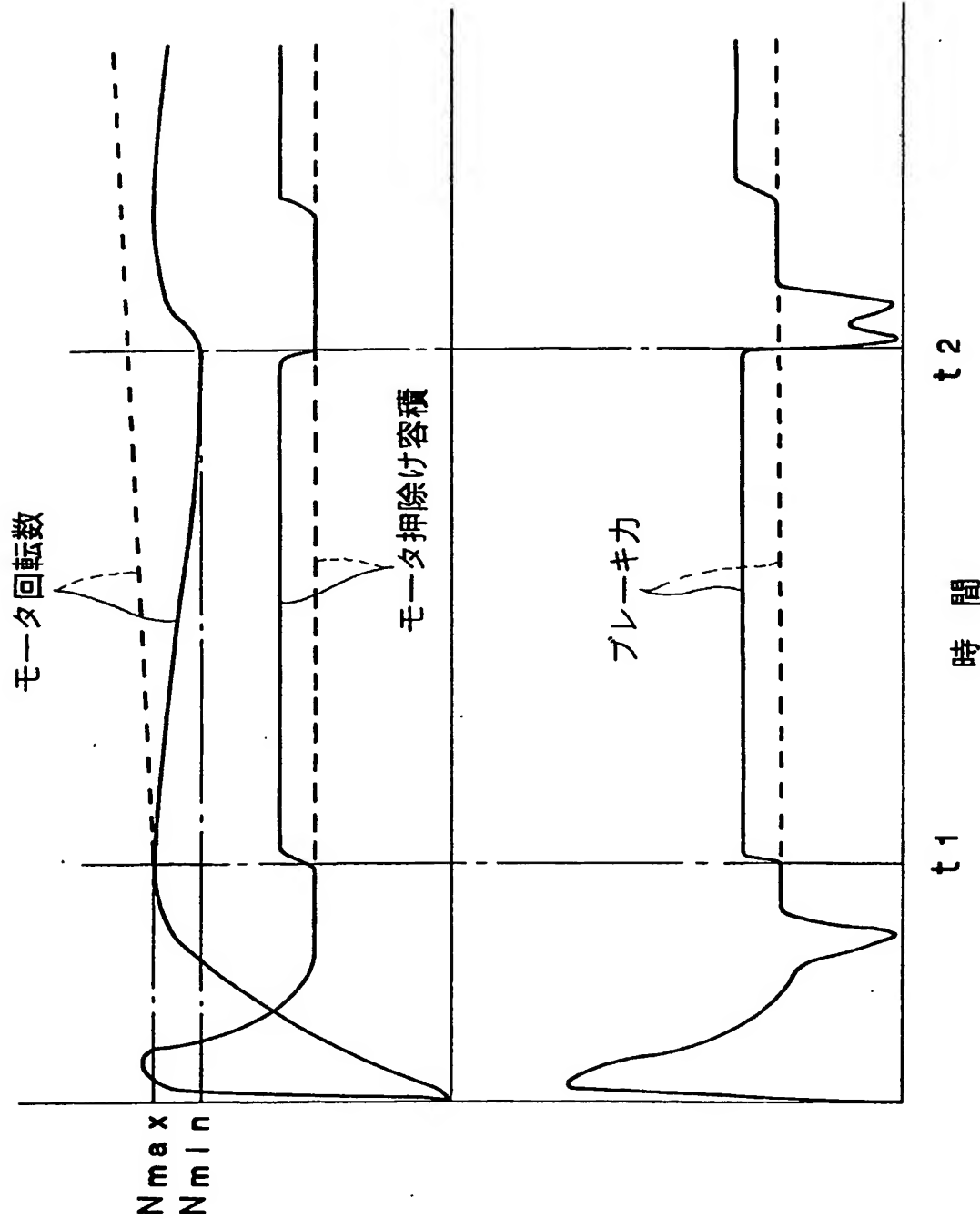
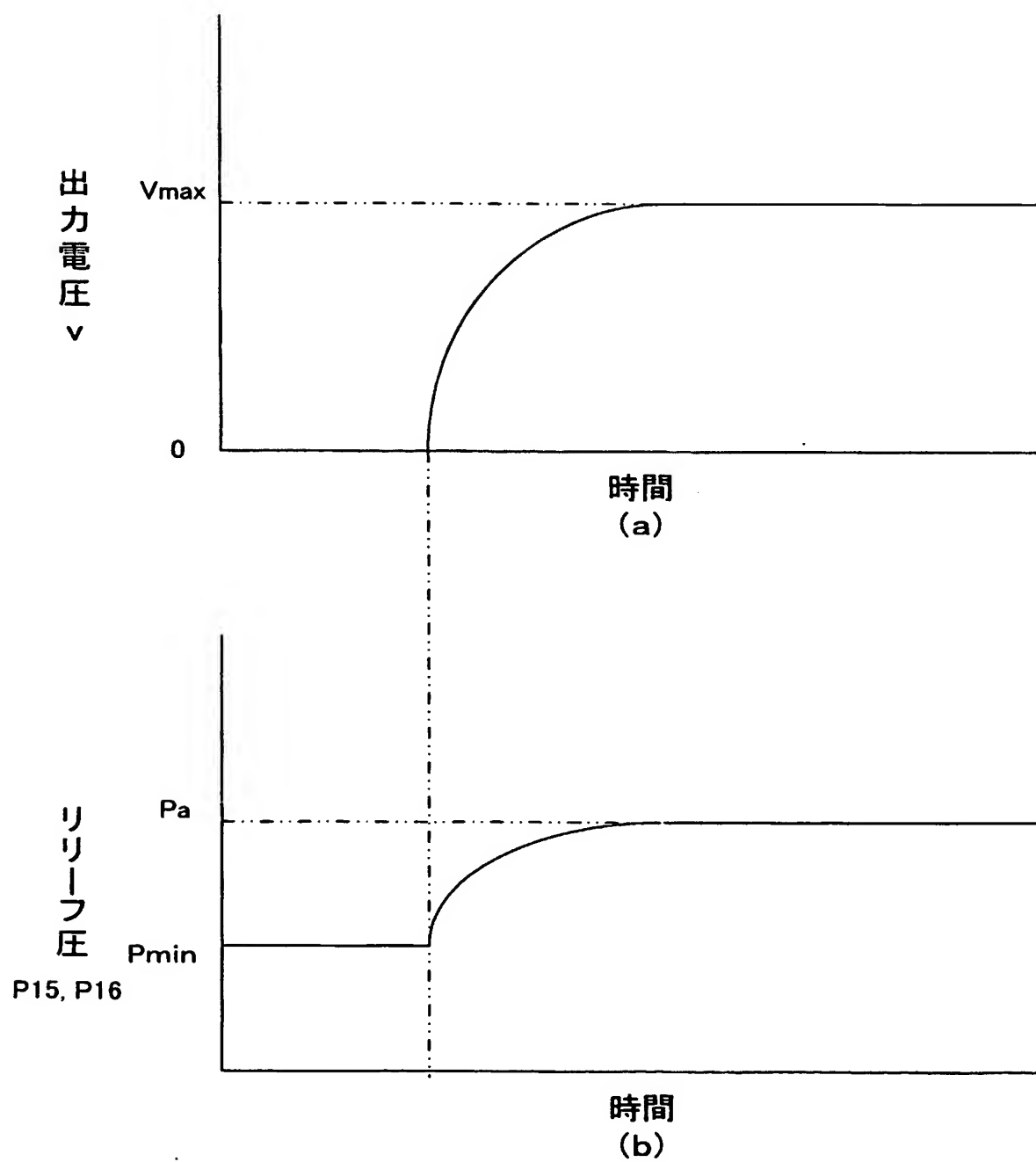


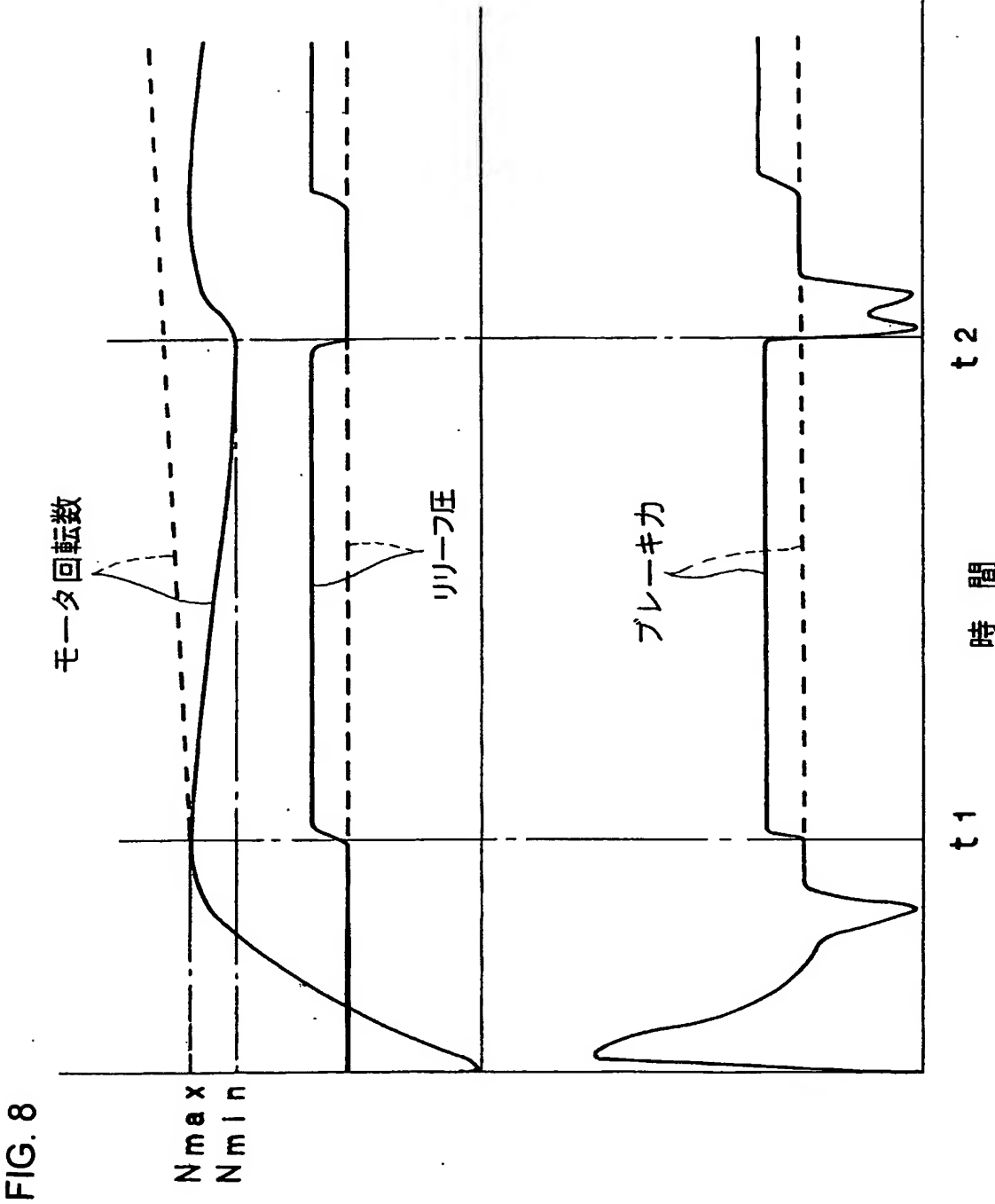
FIG. 5



7/14

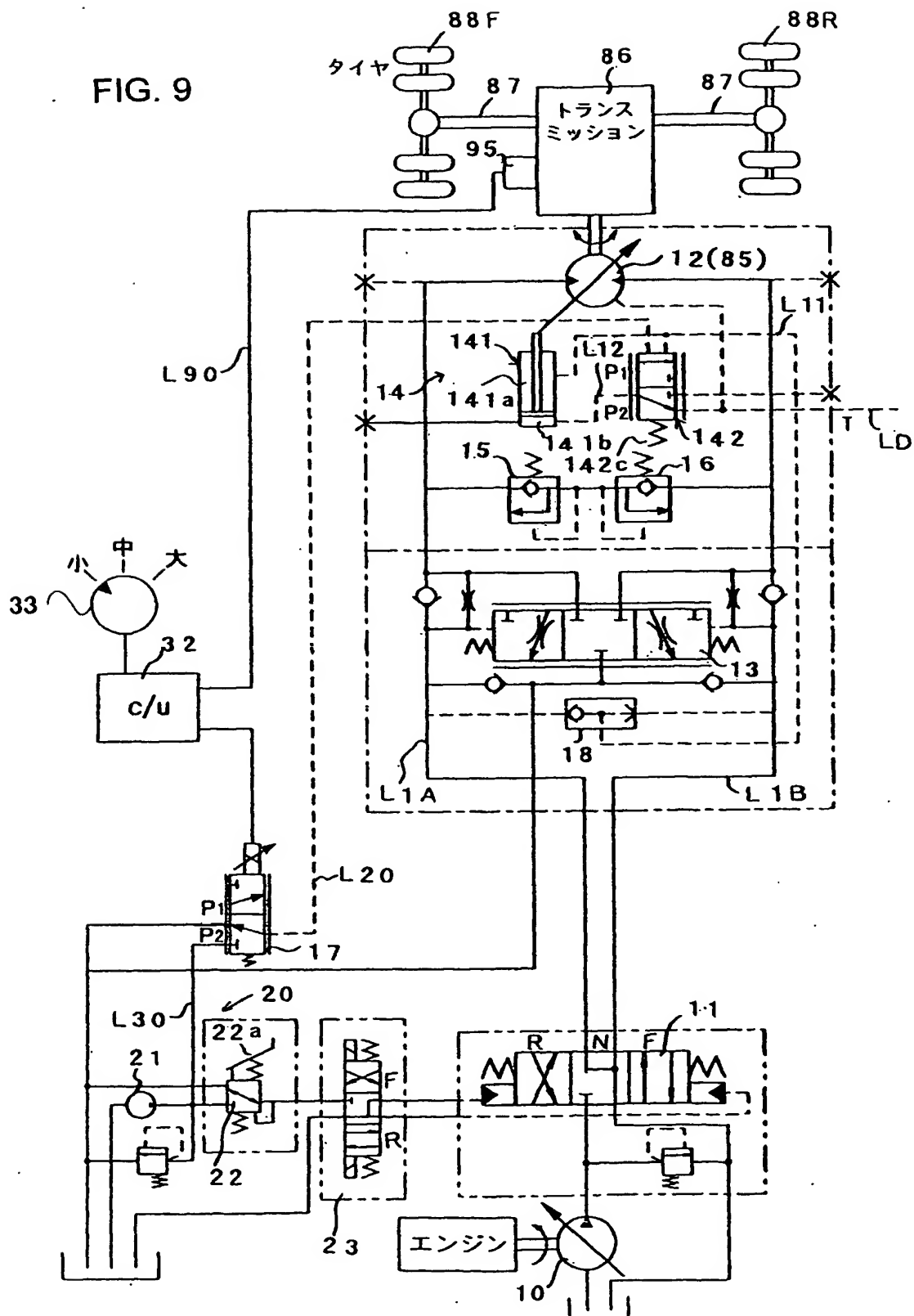
FIG. 7





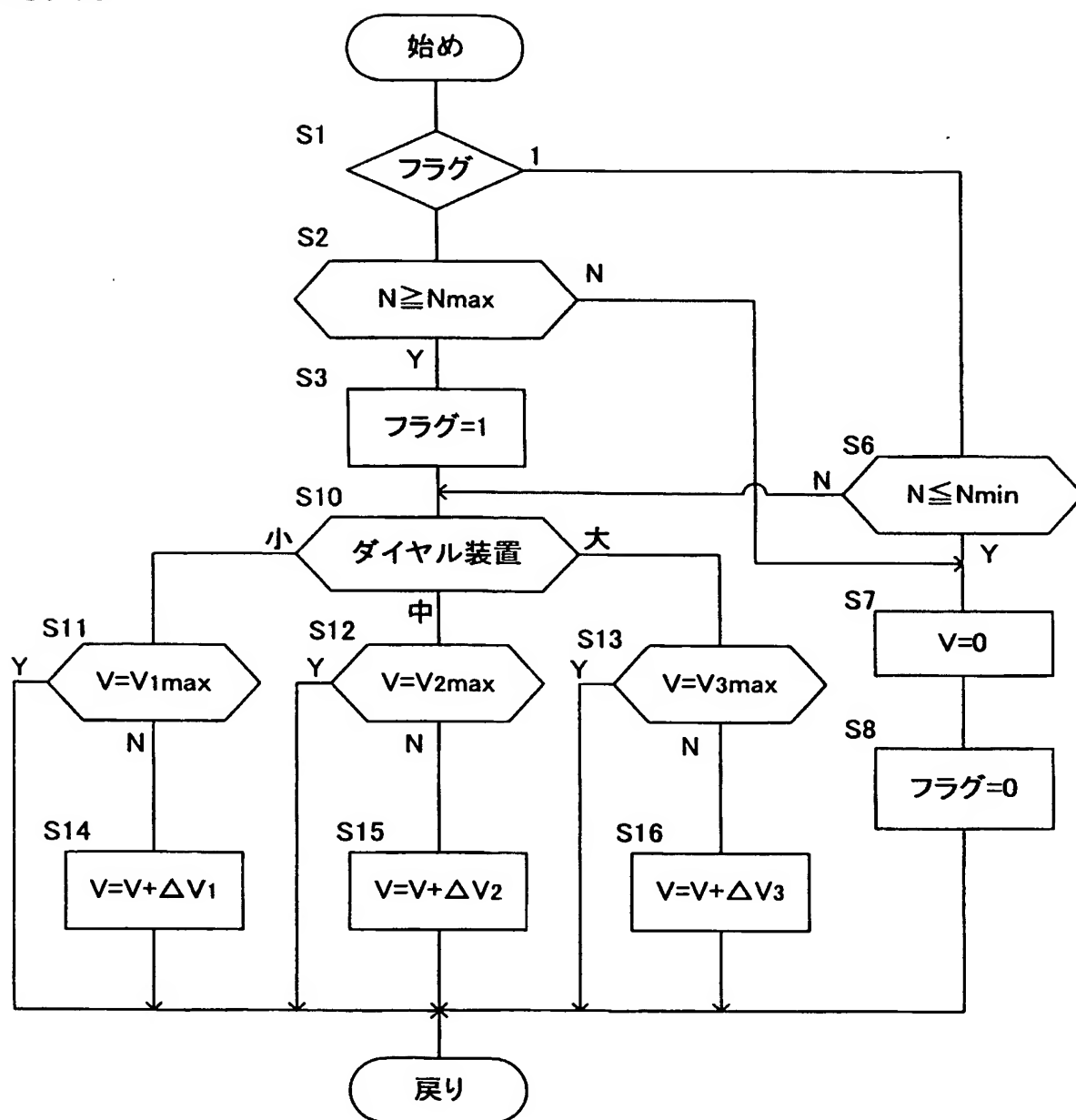
9/14

FIG. 9



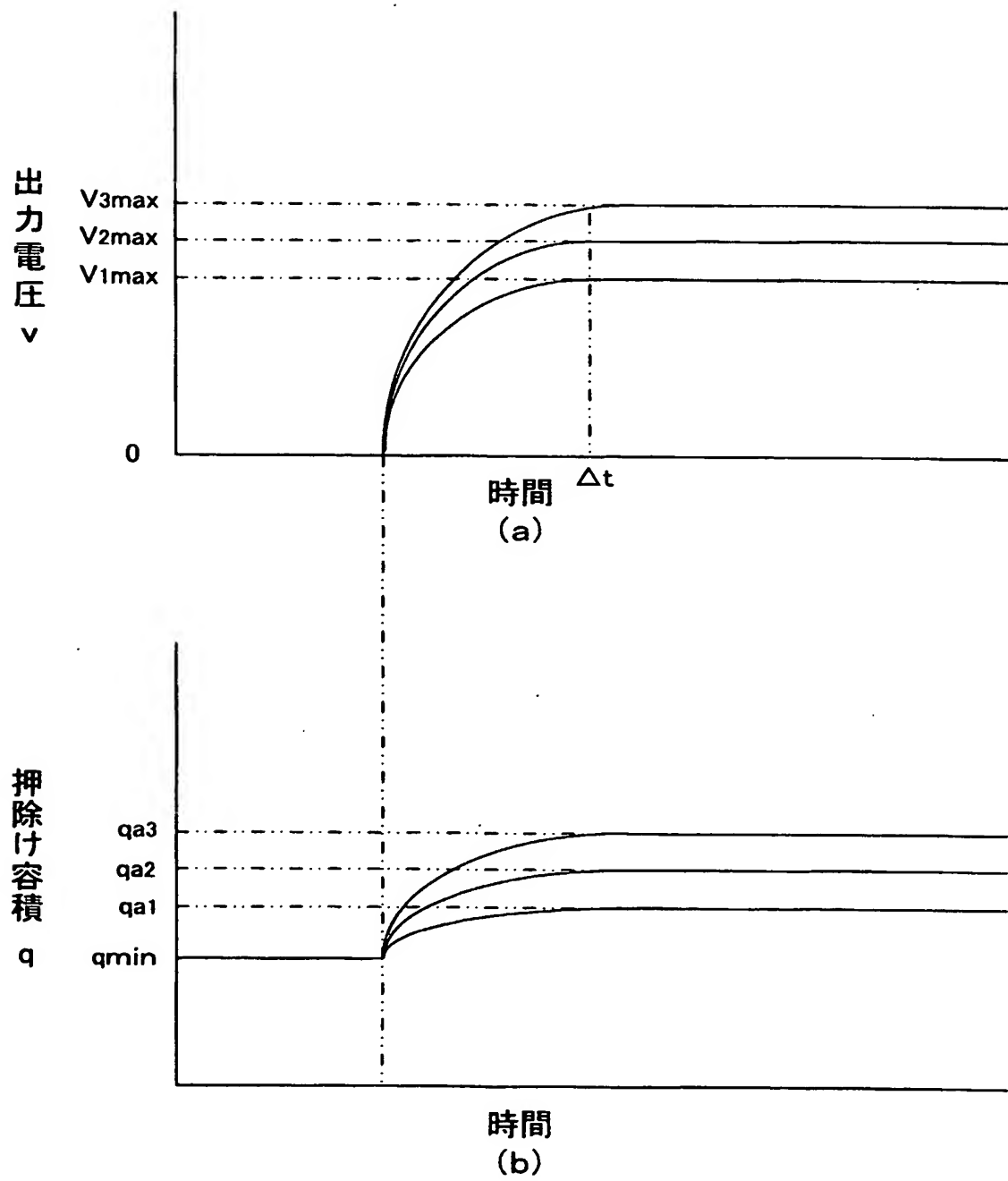
10/14

FIG. 10



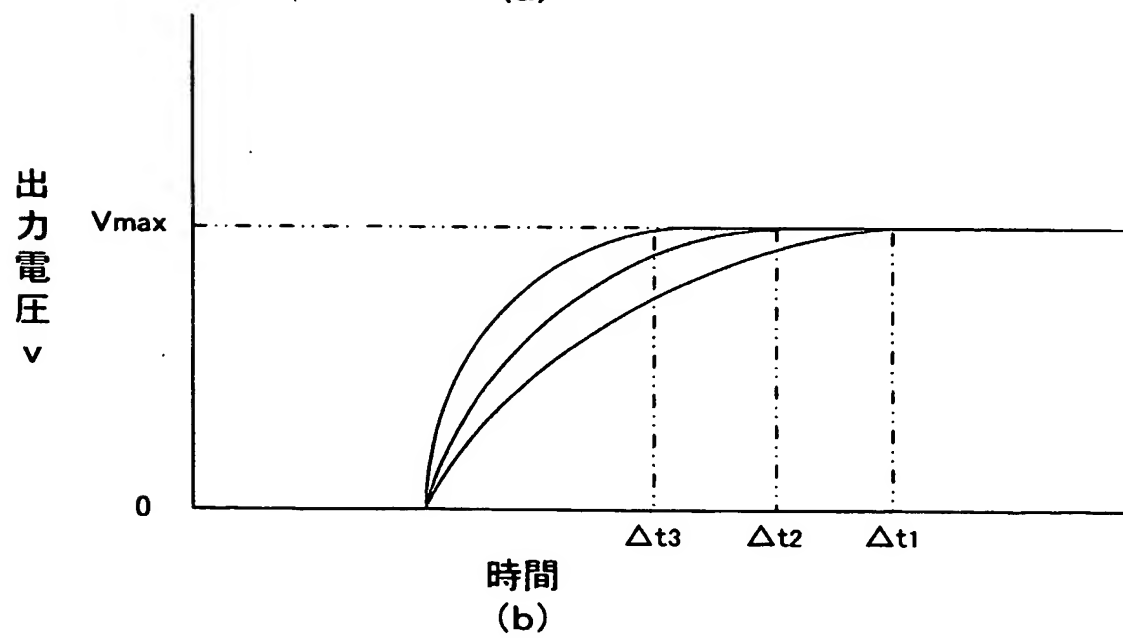
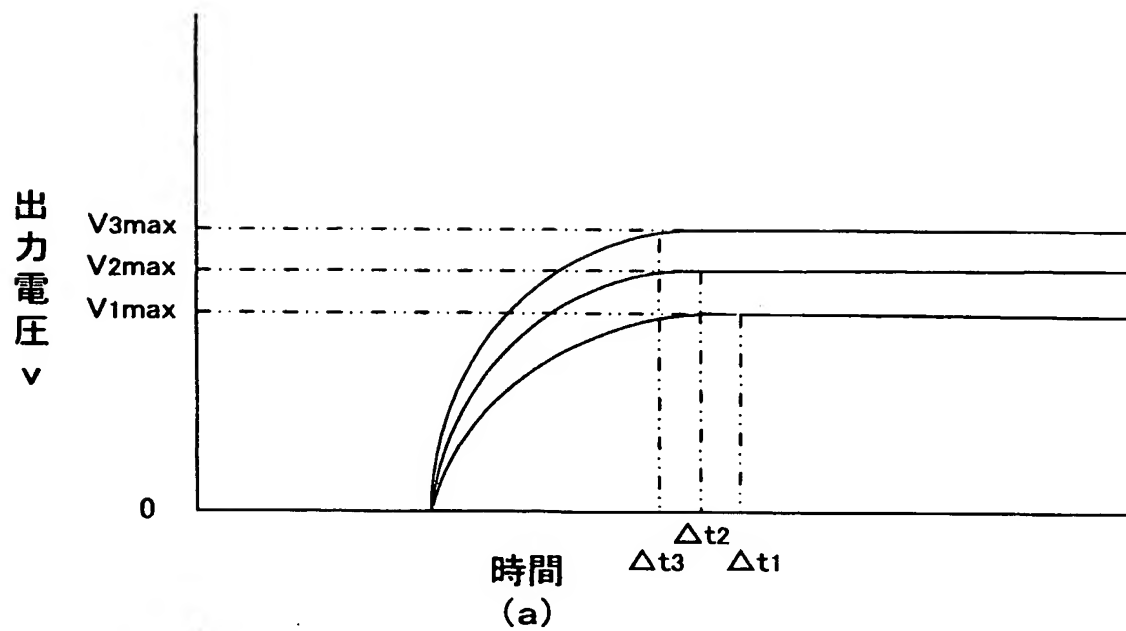
11/14

FIG. 11



12/14

FIG. 12



13/14

FIG. 13

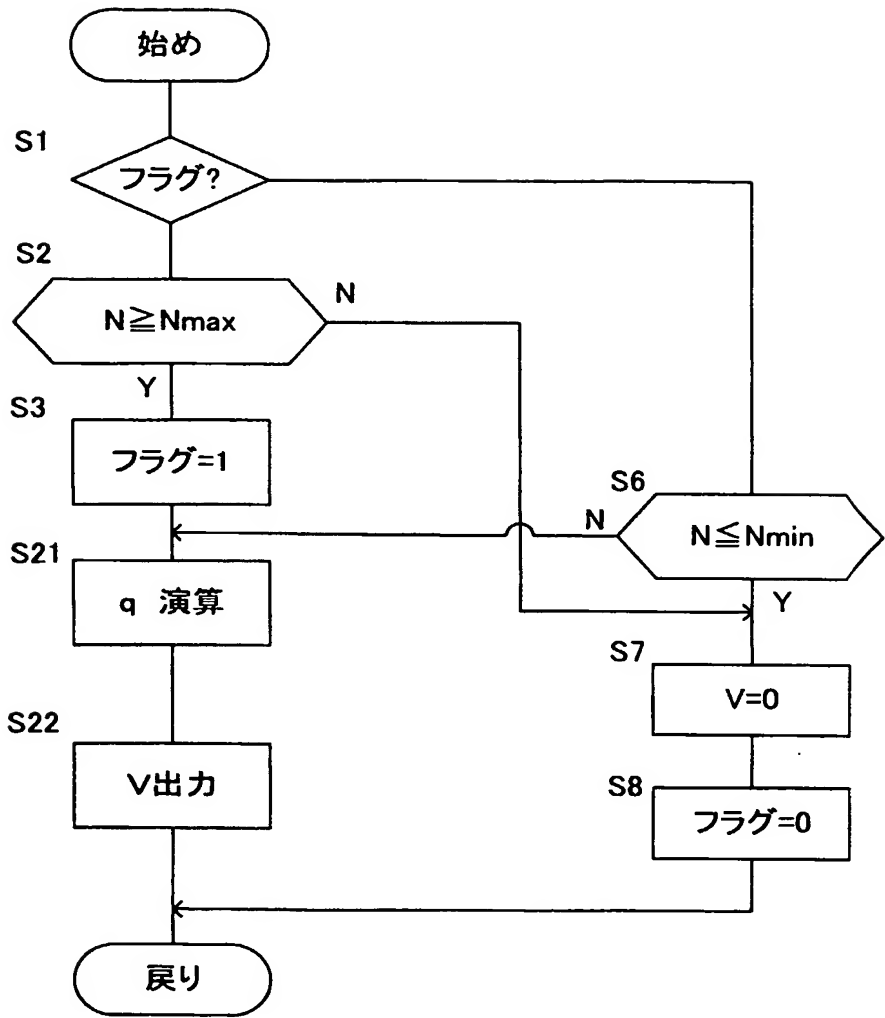
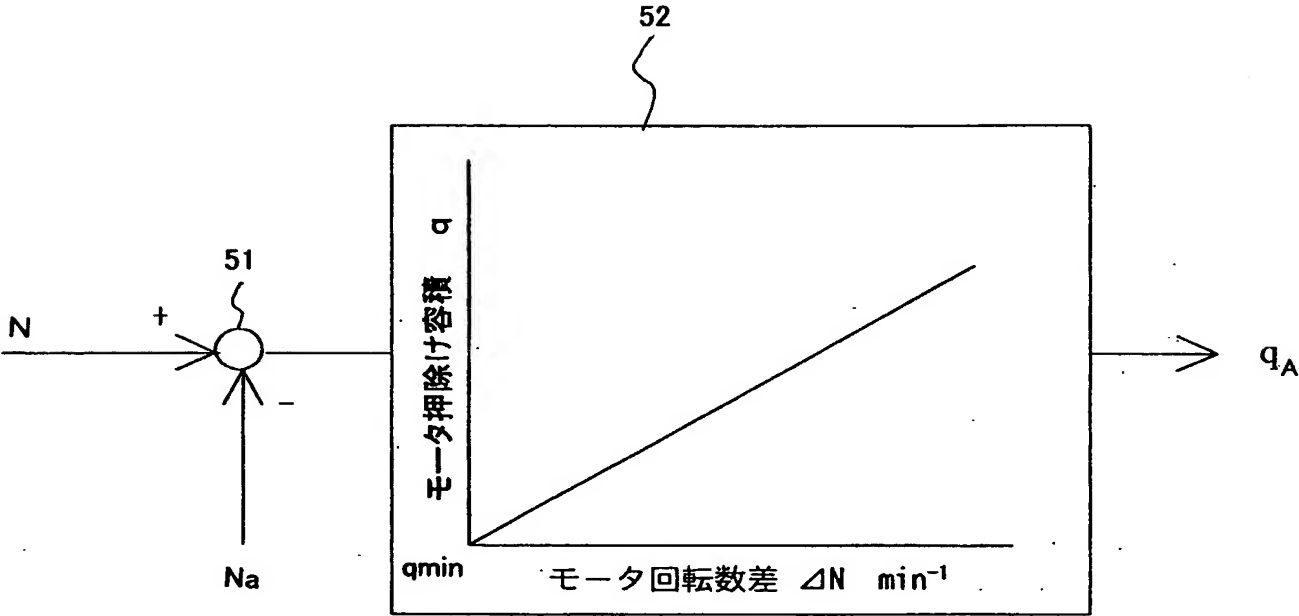


FIG. 14



A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ F16H61/42, 61/40

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl⁷ F16H61/40-61/46

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2003 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2001-304409 A (Komatsu Ltd.), 31 October, 2001 (31.10.01), Claims (Family: none)	1-5, 9, 10 6-8
X Y	JP 2000-074213 A (Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd.), 14 March, 2000 (14.03.00), Claims (Family: none)	1-5, 9, 10 6-8
Y	JP 1-116371 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., MHI Sagami Haitekku Kabushiki Kaisha), 09 May, 1989 (09.05.89), Page 2, upper right column, lines 5 to 11 (Family: none)	6

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 09 May, 2003 (09.05.03)	Date of mailing of the international search report 27 May, 2003 (27.05.03)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/04634

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 6-193730 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 15 July, 1994 (15.07.94), Par. No. [0050]; Fig. 5 (Family: none)	7, 8

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16H61/42, 61/40

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16H61/40-61/46

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2003年

日本国実用新案登録公報 1996-2003年

日本国登録実用新案公報 1994-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	J P 2001-304409 A (株式会社小松製作所) 200 1. 10. 31, 【特許請求の範囲】 (ファミリーなし)	1-5, 9, 10
Y		6-8
X	J P 2000-074213 A (新キャタピラー三菱株式会 社) 2000. 03. 14, 【特許請求の範囲】 (ファミリーな し)	1-5, 9, 10
Y		6-8

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

09. 05. 03

国際調査報告の発送日

27.05.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

磯部 賢

3 J

9332

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き). 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	J P 1-116371 A (三菱重工業株式会社, エム・エイチ・アイさがみハイテック株式会社) 1989. 05. 09, 第2頁 右上欄第5-11行 (ファミリーなし)	6
Y	J P 6-193730 A (日立建機株式会社) 1994. 0 7. 15, 段落【0050】, 【図5】 (ファミリーなし)	7, 8